

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh velikosti zdroje stlačeného vzduchu pro pneumatický  
mechanismus

Size Design of Compressed Air Source for pneumatic mechanism

Student:

Bc. Marek Směja

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

Ostrava 2016

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Směja**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika  
Téma: **Návrh velikosti zdroje stlačeného vzduchu**  
**Size Design of Compressed Air Source**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte přehled výpočtových vztahů pro návrh kompresoru a vzdušníku.
2. Proveďte rozbor daného pneumatického obvodu z hlediska jeho objemové a časové spotřeby stlačeného vzduchu.
3. Navrhněte alternativy velikosti, typu a regulace kompresoru.
4. Navrhněte alternativy velikosti vzdušníku pro zvolený kompresor a stanovenou spotřebu vzduchu.
5. Proveďte porovnání vypočtených variant a zvolte optimální zdroj stlačeného vzduchu pro daný pneumatický obvod.
6. Vypracujte metodické shrnutí postupu návrhu zdroje stlačeného vzduchu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- LIŠKA, A., NOVÁK, P. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: ČVUT, 1999, 361 s. ISBN 80-01-01947-0.  
ZOEHL, H., SCHÜCK, K. *Pneumatické stroje a přístroje*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 257 s.  
KOPÁČEK, J. Poznámky k základním výpočtům pneumatických systémů. In *Hydraulika a pneumatika*. 1. 2000, č. 2.  
KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1991, 169 s. ISBN 80-7100-057-4.  
WABCO. *Wissewerte über Pneumatik*. Hannover, 1980.  
Katalogy: Festo, Mannesman Rexroth, Vaněk, s.r.o., Bosch, SMC

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
*vedoucí katedry*

---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

## Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Opavě.....*4.5.2016*.....

..........

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Opavě: 4.5.2016



.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Marek Směja

Adresa trvalého pobytu autora práce: Luční 16, Opava – Malé Hoštice, 747 05

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SMĚJA, M. *Návrh velikosti zdroje stlačeného vzduchu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 48 s. Vedoucí práce prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem velikosti zdroje stlačeného vzduchu – návrh kompresoru se vzdušníkem. V úvodu jsou popsány základní údaje o stlačeném vzduchu. Vzhledem k tomu, že je výroba stlačeného vzduchu ekonomicky náročná, je v této práci také pár zmínek o ekonomice výroby.

Jedním z důležitých prvků pro výrobu stlačeného vzduchu jsou kompresorové stanice. Její schéma a popis je uveden v kapitole 0. Informace o vzdušnicích jsou popsány v kapitole 2.1.1. Dále jsou v práci uvedeny a shrnuty výpočtové vztahy pro výpočet velikosti vzdušníku a kompresoru a regulace kompresoru. V kapitole 2 je uveden praktický příklad na výpočet velikosti vzdušníku a kompresoru při určitém zadání.

V poslední části práce je metodické shrnutí návrhu zdroje stlačeného vzduchu pro obecně danou spotřebu.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

SMĚJA, M. *Size Design of Compressed Air Source : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2016, 48 p. Thesis head: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

This master thesis describes the size design of compressed air source – size design of the air compressor with air receiver. The introduction describes the basic information about compressed air. Since the compressed air production is economically demanding, in this work it is also few references of economy of manufacture.

One important element for the production of compressed air are compressor stations. Its diagram and description is given in chapter 0. Information about the receivers are described in chapter 2.1.1. Further, there are shown and summarized the equations for calculating the size of the tank and compressor and compressor control. Chapter 2 provides a practical example to calculate the size of the tank and compressor at a certain task.

The last part is a methodical summary of the proposed source of compressed air for the general consumption.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
0 Úvod.....	9
0.1 Význam stlačeného vzduchu v průmyslu a jeho využití.....	10
0.2 Ekonomická náročnost, účinnost přenosu energie, ceny, ztráty .....	11
0.2.1 Ztráty a účinnost kompresoru .....	12
0.2.2 Kalkulace ceny stlačeného vzduchu [3].....	12
0.3 Výroba stlačeného vzduchu .....	14
0.3.1 Typy kompresorů .....	14
0.3.2 Hlavními parametry při výrobě stlačeného vzduchu jsou: .....	16
0.3.3 Regulace kompresorů.....	17
0.4 Kompresorové stanice .....	19
0.4.1 Kompresorová stanice ve společnosti Ostroj Opava a.s. ....	20
1 Výpočtové vztahy a diagramy pro volbu vzdušníků a kompresorů [4, 5] .....	22
2 Příklad výpočtu .....	28
2.1 Výpočet a volba vzdušníku .....	36
2.1.1 Určení konkrétní velikosti vzdušníku .....	38
2.2 Výpočet a volba kompresoru.....	40
2.3 Výpočet velikosti vzdušníku online [9] .....	42
3 Metodické shrnutí postupu návrhu zdroje stlačeného vzduchu pro obecně danou spotřebu ..	43
4 Závěr .....	44
5 Seznam použité literatury.....	48

### Seznam použitých značek a symbolů

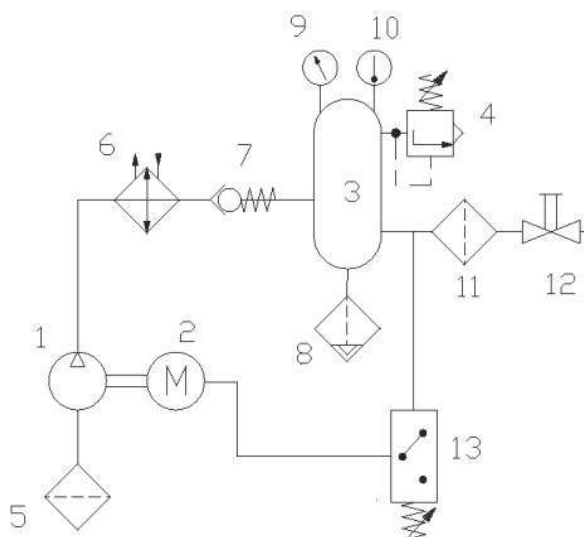
Q	normovaný objemový průtok	[m <sup>3</sup> /s]
k	zatěžovací faktor	[1]
n	polytropický exponent	[1]
n <sub>e</sub>	otáčky elektromotoru	[1/min]
p <sub>1</sub>	sací tlak	[MPa]
p <sub>2</sub>	výtlačný tlak	[MPa]
P <sub>e</sub>	efektivní příkon kompresoru	[W]
p <sub>N</sub>	tlak za normálních podmínek	[MPa]
s	bezpečnostní rezerva	[1]
T <sub>2</sub>	teplota okolí	[K]
T <sub>N</sub>	teplota za normálních podmínek	[K]
V <sub>g</sub>	geometrický objem	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>M</sub>	pracovní objem	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>š</sub>	škodlivý prostor	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>T</sub>	objem vedení	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>TC</sub>	objem vedení na cyklus	[dm <sup>3</sup> ]
V <sub>v</sub>	objem vzdušníku	[m <sup>3</sup> ]
z	frekvence spínání za hodinu	[1]
Δp	tlaková diference	[MPa]
η <sub>d</sub>	dopravní účinnost	[1]
η <sub>o</sub>	objemová účinnost	[1]
κ	součinitel expanze	[1]
σ	tlakový poměr	[1]



## 0 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout zdroj stlačeného vzduchu pro zadaný pneumatický obvod. Práce je zpracována tak, aby byla vhodná jako návod pro výpočet zdroje stlačeného vzduchu pro jiné obvody. Diplomová práce bude mít obecný a výpočetní charakter.

Základní částí většiny pneumatických obvodů je kompresorová stanice. Hlavními prvky kompresorové stanice jsou, viz obr. 1, kompresor a vzdušník. Zjednodušeně lze říct, že kompresor je zařízení k výrobě stlačeného vzduchu a vzdušník je tlaková nádoba, kde se stlačený vzduch uchovává. Kompresory, číslo 1 v obr. 1, jsou různých typů a konstrukcí a každá konstrukce je vhodná pro jinou aplikaci. Vzdušníky 3 musejí být dle norem a zákona opatřeny různými periferiemi. Jsou to pojistné ventily 4, které brání přetlakování vzdušníku, manometr 9 pro vizuální kontrolu tlaku a odkalovač 8, který slouží k odpouštění zkondenzované kapaliny. Vzdušník jako tlaková nádoba podléhá předpisům o výrobě, zkoušení a evidenci tlakových nádob dle příslušných norem EN ČSN. Dalšími prvky kompresorové stanice jsou sací filtr 5, chladič 6, zpětný ventil 7 a filtr pro stlačený vzduch 11. Elektromotor 2 je spínán tlakovým spínačem 13 a systémem START-STOP. Na vzdušníku je možno umístit také teploměr 10. Samotná kompresorová stanice musí jít odpojit od systémů, ve schématu je znázorněna kulovým kohoutem 12, v dnešní době lze použít i rychlospojky.



Obr. 1 – schéma kompresorové stanice

V další části této diplomové práce je praktický příklad pro výpočet a volbu kompresoru a vzdušníku, pro zadané pneumatické zařízení.

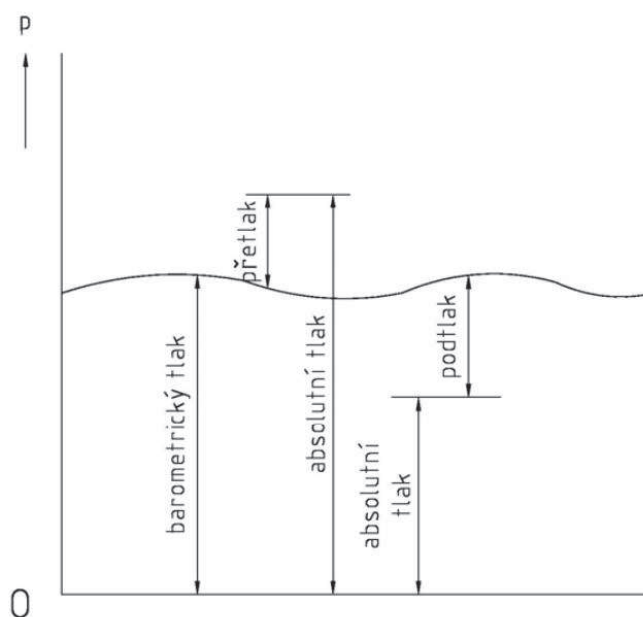
## 0.1 Význam stlačeného vzduchu v průmyslu a jeho využití

Stlačený vzduch se v průmyslu používá hlavně pro přenos energie pro pneumatické nástroje a zařízení. I přes to, že je výroba stlačeného vzduchu velmi nákladná, v některých oblastech je zcela nenahraditelný. Provoz stlačeného vzduchu je relativně čistý, není hořlavý, jedovatý ani horký, odpadá nebezpečí zkratu či požáru.

Využití lze rozdělit do třech oblastí:

- Přenos síly a pohybu (pneumomotory)
- Pohony strojů a zařízení, pneumatické prvky, ovládání strojů, atd.
- Přímé použití (provzdušňování kapalin, spalování látek, atd.)

Již z názvu vyplývá, že stlačený vzduch má vyšší tlak než má okolní atmosféra. Atmosférický tlak nebo taky barometrický tlak je za normálních technických podmínek 101325 Pa. Tlak vyšší než atmosférický se nazývá přetlak, nižší tlak podtlak. Absolutní tlak je měřen k nulovému tlaku, tedy k tlaku ve vakuu.



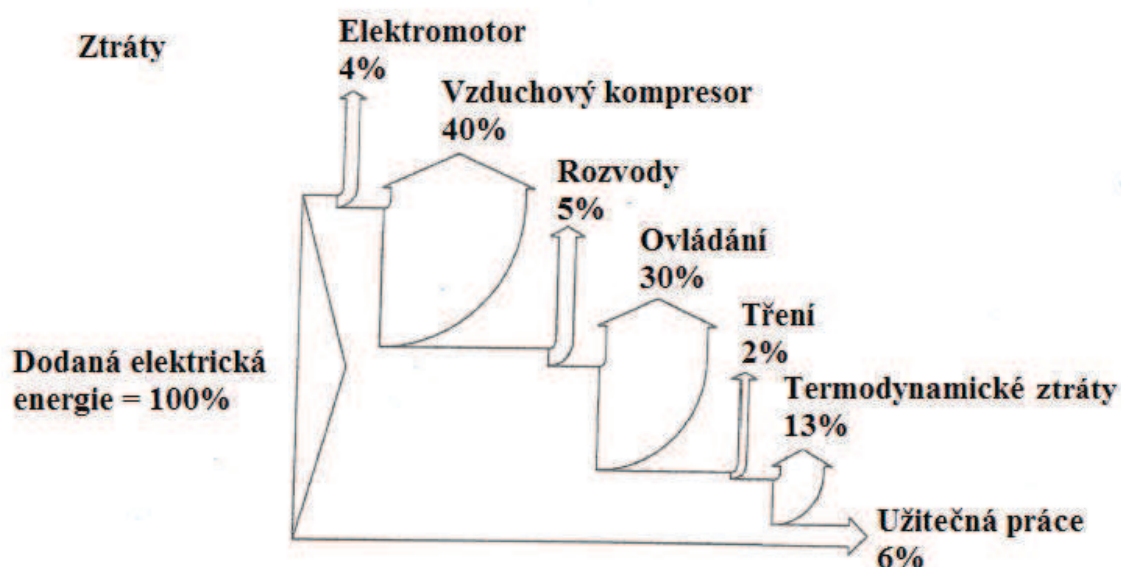
Obr. 2 - Rozlišení tlaků

## 0.2 Ekonomická náročnost, účinnost přenosu energie, ceny, ztráty

Na celkovou hospodárnost pneumatického systému má vliv:

- Zpracování projektu a instalace zařízení
- Zvolený typ kompresoru
- Provozní stav kompresorů
- Způsoby regulace
- Provozní stav rozvodné sítě
- Obsluha a údržba
- Stupeň využití odpadního tepla

V literatuře [11] je jako příklad uveden diagram ztrát v pneumatických systémech.



Obr. 3 – Diagram ztrát při výrobě stlačeného vzduchu [11]

Z výše uvedeného diagramu je patrné, že výroba stlačeného vzduchu je velmi neekonomická, největší ztráty má kompresor a ovládání kompresoru, přibližně 70% účinnosti.

### 0.2.1 Ztráty a účinnost kompresoru

#### Objemové ztráty

Nejčastěji to jsou ztráty netěsnostmi v rozvodových sítích. Za běžnou objemovou ztrátu kompresorové stanice se považuje 10 – 15% výkonnosti. Objemové ztráty se dělí na odstranitelné a neodstranitelné:

- Odstranitelné – volba vhodnějšího materiálu rozvodů, odbornější a přesnější montáž zařízení, údržba
- Neodstranitelné – prodyšnost těsnícího materiálu a armatur

#### Tlakové ztráty

Jsou to ztráty třením, místními odpory (armatury, fitinky, ...) atd.

V odborné literatuře se udává jako přípustná tlaková ztráta do 10 kPa oproti počátečnímu tlaku. Většinou to ovšem znamená vyšší pořizovací náklady z důvodů větších světlostí potrubí a armatur.

Při dimenzování páteřních rozvodů platí podmínka, že ekonomická tlaková ztráta je přibližně 1 % vstupního tlaku na 1 km délky potrubí.

#### Ztráty ochlazením vzduchu

Horký vzduch za kompresorem se v rozvodech ochlazuje, čímž se zvyšuje hmotnostní spotřeba pneumatických strojů. Tyto ztráty se při výpočtech příliš neuvažují.

### 0.2.2 Kalkulace ceny stlačeného vzduchu [3]

Cena 1 m<sup>3</sup> stlačeného vzduchu se spočte z podílu ročních nákladů a roční produkce:

$$K = \frac{\text{celkové roční náklady } [\frac{\text{Kč}}{\text{rok}}]}{\text{celková roční produkce stl.vzduchu } [\frac{\text{m}_n^3}{\text{rok}}]} = \frac{PN + O + U + R}{Q \cdot H} [\frac{\text{Kč}}{\text{m}_n^3}]$$

Popis veličin:

PN [Kč/rok] – provozní náklady (energie, olej, voda)

O [Kč/rok] – odpisy kompresorů, rozvodů, úroky

U [Kč/rok] – údržba a opravy (mzdy, pojištění, náhradní díly, spotřební materiál)

R [Kč/rok] – režie provozu (topení, osvětlení, větrání)

Q [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] – výkonnost kompresorů

H [h/rok] – počet provozních hodin za rok

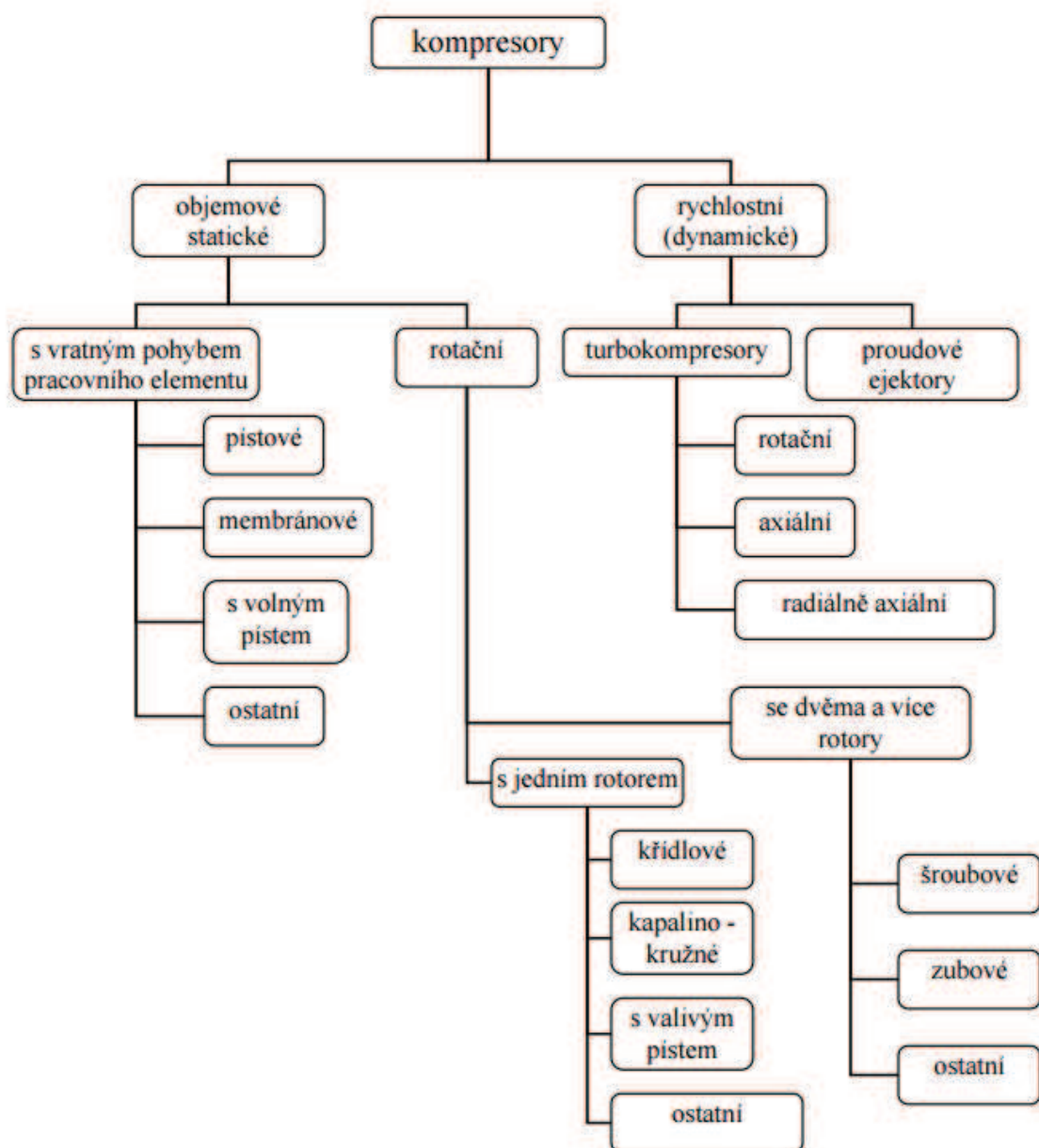
Z výše uvedeného vzorce vychází cena stlačeného vzduchu ve velkých účinnějších kompresorových stanicích a při dobré údržbě dosahuje cca 0,3 – 0,4 Kč/ $\text{m}^3$ .

V menších závodech s menšími jednotkami a při špatném stavu rozvodů a pneumatických strojů může cena za  $\text{m}^3$  dosahovat až 0,8 a více Kč za  $\text{m}^3$ .

### 0.3 Výroba stlačeného vzduchu

Pro výrobu stlačeného vzduchu se používají kompresory. Ty se liší dle způsobu stlačování vzduchu.

#### 0.3.1 Typy kompresorů



Obr. 4 - Rozdělení kompresorů dle způsobu stlačování

Druh		Objemové							Rychlostní	
Charakteristika funkce	Výkonnost	Mírně klesá s výtlačným tlakem (podle velikosti škodlivého prostoru) stoupá s otáčkami							s rostoucím tlakem výrazně klesá	
	Výtlačný tlak	Nezávislý na otáčkách							stoupá s otáčkami	
Typ	Pístové		Membránové	Rotační					Radiální	Axiální
	Jednočinné	dvojčinné		křídlové	kapalinokružné	s valivým pístem	šroubové	zubové		
Rozsah výkonosti [m <sup>3</sup> /hod]	0 až 100	500 až 10000	mechanický pohon 0,1 až 23 hydraulický pohon až 100	mazané 5 až 10000 se vstřikem oleje 0 až 2000 bezmazé 0 až 1000	10 až 25000	0 až 1000	suché 400 až 40000 mazané 30 až 4000	10 až 60000	10 <sup>3</sup> až 10 <sup>5</sup>	4.10 <sup>4</sup> až 10 <sup>6</sup>
Počet stupňů	1 až 4		1 až 3	1 až 2 (až 3)	1 až 2 (až 3)	1	1 až 2 (až 4)	1 až 2	1 až 6	10 až 25
Maximální výtlačný přetlak [MPa]	0,2 až 25 I° - 1 II° - 3 III° - 10 IV° - 25		mechanický pohon I° - 0,2 až 0,7 II° - 1,2 až 1,6 hydraulický pohon I° - 2,5 II° - 25 III° - 100	mazané I° - 0,4 II° 1 se vstřikem oleje I° - 0,8 II° - 1,6 bezmazé I° - 0,1	I° - 0,2 II° - 1 III° - 2	I° - 1,5	suché I° - 0,4 II° 1,1 III° - 4 mazané I° - 1,4 II° - 2,1	I° - 0,1 II° - 0,25	3	1
Minimální sací tlak [kPa]	20		25	2	4		10	50		
Počet válců (těles)	1 až 6		1 až 2	1 až 2	1 až 2 (až 3)	1	1 až 2 (až 4)	1 až 2	1 až 2	1 až 4
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	400 až 2000	300 až 750	120 až 1500	400 až 3600	240 až 3600	420 až 1500	suché 3000 až 22000 mazané 1500 až 6000	420 až 9000	5000 až 80000	2500 až 20000
Střední rychlost pístu Obvodová rychlost rotoru [m/s]	2 až 5		0,4 až 0,6	12 až 50	22 až 24		80 až 130	20 až 55	150 až 470	

Tab. 1 – parametry různých typů kompresorů [2]

Hlavní parametry uvedených typů kompresorů jsou uvedeny v tab. 1.

0.3.2 Hlavními parametry při výrobě stlačeného vzduchu jsou:

Výkonnost kompresoru, je to množství vzduchu protékající za výtlačným hrdlem za jednotku času. Udává se jako hmotnostní průtok  $Q_m$  nebo častěji jako objemový průtok  $Q_v$ . Protože je vzduch stlačitelný, tedy závisí na teplotě a tlaku, přepočítává se objemový průtok za normálních technických podmínek.

$$Q_N = Q \frac{p_2 \cdot T_N}{p_N \cdot T_2}$$

Kde  $Q_N$  je objemový průtok za normálních podmínek,  $Q$  je objemový průtok při daném tlaku  $p_2$  což je absolutní tlak vzduchu za kompresorem,  $p_N$  je tlak za normálních podmínek, jeho hodnota je 0,101 MPa,  $T_N$  je teplota za normálních podmínek, její hodnota je 293,15 K,  $T_2$  je teplota okolí. V uvedené tabulce je technický parametr výkonost uváděn vždy v přepočtu za normálních technických podmínek.

Výtlačný tlak je udáván jako přetlak, tj. manometrický tlak. Při výpočtech se lze ale častěji setkat s atmosférickým tlakem, proto je třeba manometrický tlak přepočítat na tlak absolutní.

Tlakový poměr je poměr absolutního tlaku výtlačného  $p_2$  a tlaku sacího  $p_1$ .

$$\sigma = \frac{p_2}{p_1}$$

Effektivní příkon kompresoru  $P_e$  je příkon potřebný na vstupním hrdle kompresoru

Pro kompresory objemového typu, které jsou charakterizovány jejich geometrickým objemem, můžeme uvést tyto další parametry.

Účinnost kompresoru

Teoretická výkonost kompresoru  $Q_t$  je dána geometrickým objemem  $V_g$  pracovních prostorů kompresoru a otáčkami.

$$Q_t = V_g \cdot n_e$$

Skutečná výkonost  $Q_s$  je nižší o objemové ztráty, které jsou vyjádřeny dopravní účinností.

$$Q_s = Q_t \cdot \eta_d$$



### Dopravní účinnost

$$\eta_d = \eta_o - k$$

Součinitel  $k$  se volí dle závislosti na provozních a konstrukčních parametrech kompresoru.

Objemová účinnost je poměr nasátého vzduchu  $V_s$  k teoretickému geometrickému objemu  $V_g$ .

$$\eta_o = \frac{V_s}{V_g}$$

Objemová účinnost je také závislá na velikosti škodlivého prostoru  $V_s$ , jehož proměnná velikost se spočítá:

$$\varepsilon = \frac{V_s}{V_g}$$

Objemovou účinnost lze poté vypočíst ze vztahu:

$$\eta_o = 1 - \varepsilon \cdot (\sigma^{\frac{1}{\kappa}} - 1)$$

kde  $\kappa$  je součinitel expanze.

Dopravní účinnost kompresoru závisí na tlaku a výkonnosti.

U pístových kompresorů v závislosti na tlaku bývá u jednostupňových kompresorů přibližně 45 – 90%, u dvoustupňových 65 – 88%. V závislosti na výkonnosti bývá 45% - 72% u jednostupňových a 60 – 80% u dvoustupňových.

Izotermická účinnost u pístových kompresorů bývá u jednostupňových cca 30 – 52 %, u dvoustupňových 36 – 50 % při závislosti na tlaku a při závislosti na výkonnosti bývá u jednostupňových kompresorů cca 20 – 55%, u dvoustupňových 30 – 65%.

Podrobnosti o uvedených účinnostech a jejich závislostech na parametrech různých kompresorů jsou uvedeny v literatuře [2].

#### 0.3.3 Regulace kompresorů

Regulací se přizpůsobuje výkonnost kompresorů. Reguluje se proto, aby nedocházelo k velkému kolísání tlaku ve výtlačném potrubí, což by mělo za následek nižší účinnost, protože by přebytný vzduch odcházel přes pojistný ventil. Regulace může být plynulá, stupňovitá a dvoupolohová. Regulace pístových a šroubových kompresorů je velmi

podobná, proto uvedené typy regulací pro obě konstrukce kompresorů. Níže uvedené regulace jsou pouze základní typy, obě konstrukce kompresorů umožňují více typů regulací, ty ovšem nebudu v této práci uvádět.

a) Změnou otáček:

- Nejohospodárnější, dnes se nejčastěji řídí frekvenčním měničem
- Frekvenční měnič mění otáčky motoru, tlak v sání a na výtlaku zůstává stejný
- Nevýhodou je nárůst teploty na konci komprese
- Při krátkodobém provozu se nepoužívá z důvodu drahého frekvenčního měniče

b) Škrcením v sání:

- Jednoduchá regulace – neohospodárná
- Užívá se jen u malých kompresorů
- U mazaných kompresorů malých rozměrů, málo energeticky výhodná
- Kompresi provází ráz

c) Přepouštěním z výtlaku do sání:

- Přepouští se obtokem z výtlaku do sání
- Neohospodárné – vhodné jen u malých kompresorů při krátkodobém provozu

d) Regulace START-STOP:

- Vypínání pohonu, společně s uzavřením sání – velmi časté regulace
- Vhodná pro sítě se vzdušníkem, kde není příliš mnoho špičkových zatížení. Počet regulačních zásahů by neměl překročit 10 za hodinu
- Vhodná jen do příkonu cca 4 kW, při vyšších výkonech dochází při startu elektromotoru k příliš velkému odběru proudu, což velmi zatěžuje rozvodnou síť

#### 0.4 Kompresorové stanice

Kompresorová stanice je vyhrazený prostor, kde jsou umístěny zařízení pro výrobu stlačeného vzduchu. Schéma kompresorové stanice je uvedeno v úvodu na obr. 1, proto se již základním popisem kompresorové stanice nebudu v této kapitole věnovat.

Kompresorová stanice může být:

- Uzavřená (tvoří jí samostatně stojící stavební objekt)
- Vestavěná (prostor v objektu, který neslouží jako kompresorová stanice, je určen pro kompresor a příslušenství)
- Venkovní (venkovní prostor zastřešený i nezastřešený kde se nachází kompresory a příslušenství)
- Přemístitelná (pojízdná, přenosná)

Základní parametry kompresorové stanice jsou:

- Výkonnost ( $\text{m}^3/\text{hod}$ )
- Provozní přetlak (MPa)
- Kvalita stlačeného vzduchu (obsah oleje, vlhkosti, pevných nečistot)

Na kompresorové stanice jsou kladeny základní požadavky:

- Dodávka stlačeného vzduchu o požadovaných parametrech
- Bezpečnost provozu
- Omezení nepříznivých vlivů – vibrace, hluk, ...
- Ekonomie provozu

Kompresorovou stanici lze navrhnout v menší firmě svépomocí za dodržení základních pravidel. U větších firem, kde je kladen důraz na základní parametry kompresorové stanice, je třeba zvolit odbornou firmu, která vše vyprojektuje a navrhne dle potřeb zákazníka.

Jako příklad realizované kompresorové stanice uvádím kompresorovou stanici ve společnosti Ostroj Opava a.s.

#### 0.4.1 Kompresorová stanice ve společnosti Ostroj Opava a.s.

Stlačený vzduch se v uvedené firmě nejčastěji používá pro obráběcí stroje a linky. Dnešní moderní CNC stroje pro své použití potřebují být připojeny na stlačený vzduch, který používají k odvedení emulze od obrobku a části sklíčidla. Stlačený vzduch se také používá pro ochlazování vřetene a mazání, kdy je pomocí trysky dopravován aerosol do místa ochlazování a mazání. Dalším využitím stlačeného vzduchu je ofukování nečistot a třísek z obrobku, aby se dal přesně změřit. V neposlední řadě se stlačený vzduch používá do pneumatických nářadí, jako jsou utahovačky, frézky a brusky. Proto je nutné ve velké firmě mít dostatečně dimenzovaný zdroj a rozvod stlačeného vzduchu.

##### 0.4.1.1 Výroba stlačeného vzduchu

Ve firmě Ostroj jsou v kompresorovně šroubové kompresory od dvou výrobců. Tři od společnosti Sullair, dva od Compair. Podrobnější popis je uveden v tabulce 2.

	Výrobce	Označení	Výkon [kW]	Výkonnost [m³/min]	Výstupní tlak [bar]
1	Sullair	Air One 160	160	30	6,7
2					
3		Air One 134	134	24	
4	Compair	BroomWade	124	17,8	
5		6000N			

Tab. 2 – kompresory v Ostroji

Z uvedené tabulky vyplývá, že výkonnost všech kompresorů ve firmě je celkem přibližně 120 m<sup>3</sup>/min a výkon přibližně 700 kW.

##### 0.4.1.2 Filtrace

Dalším prvkem umístěným v kompresorové stanici je filtr. Výrobce Parker, typ HFS-1000. Tento filtr má filtrační schopnost 1 μm a objem 102 dm<sup>3</sup>. Filtr je vybaven automatickým odpouštěčem kondenzátu.

##### 0.4.1.3 Sušení vzduchu

Sušičky vzduchu jsou v Ostroji tři. Dvě od Společnosti Sondex a jedna od výrobce G-mar. Všechny tři mají objem 25 dm<sup>3</sup> a maximální provozní teplotu 120 °C.



Obr. 5 – Pohled do kompresorovny společnosti Ostroj

#### 0.4.1.4 Vzdušníky

Stlačený vzduch se uchovává po nezbytnou dobu ve dvou vzdušnicích, které jsou umístěny hned vedle kompresorovny (viz obr. 6), menší - stojatý má objem  $6,3 \text{ m}^3$ , větší – ležatý má objem  $15,5 \text{ m}^3$ . Přimo u výrobních hal jsou další tři vzdušníky, první o objemu  $10 \text{ m}^3$ , další má  $15 \text{ m}^3$  a poslední má velikost  $30 \text{ m}^3$ . Ty jsou umístěny vně výrobních hal. Z nich je již po celé firmě veden trubkový rozvod přímo do výrobních hal, odkud je sváděn přímo k jednotlivým pracovištím. Celkový objem vzdušníků pro uchovávání stlačeného vzduchu má tedy dohromady cca  $77 \text{ m}^3$ . K tomu ale nepočítám rozvody, které mají zcela určitě pár metrů křechových.





Obr. 6 – vzdušníky vedle kompresorovny - stojatý  $6,3 \text{ m}^3$ , ležatý  $15,5 \text{ m}^3$

#### 0.4.1.5 Rozvod vzduchu

Rozvod stlačeného vzduchu v areálu firmy je veden ocelovými trubkami různých světlostí. Z kompresorovny k hlavním vzdušníkům vedou trubky DN125, které se postupně zmenšují až po DN6 v obráběcích strojích. Potrubí a hadice, ve kterých proudí stlačený vzduch, jsou označeny modrou barvou.

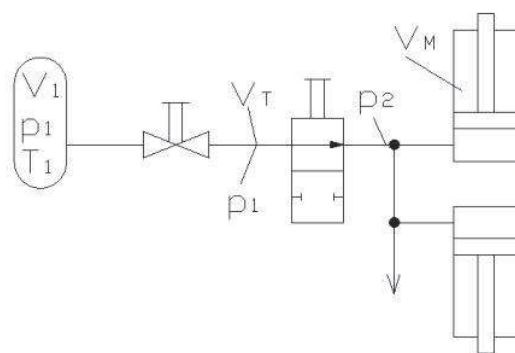
### 1 Výpočtové vztahy a diagramy pro volbu vzdušníků a kompresorů [4, 5]

Výpočet vzdušníku je v různé literatuře uváděn různými výpočtovými vztahy, které jsou uvedeny a popsány níže.

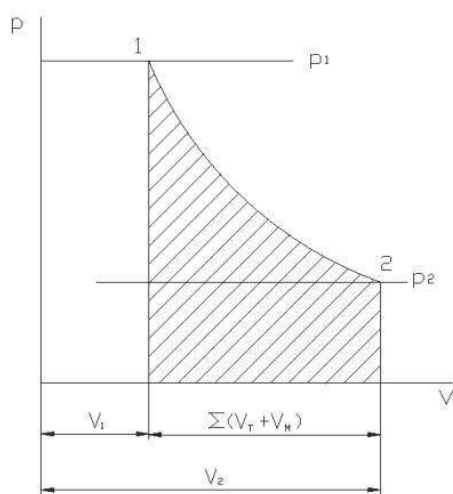
Pro stanovení velikosti vzdušníku, což je jeho objem  $V_v$ , je potřeba znát hodnoty tlaku ve vzdušniku, hodnotu tlaku potřebnou pro práci pneumatického mechanismu, případně dovolený pokles tlaku ve vzdušniku do kterého se poté stanovuje možná regulace kompresoru.

Pro výpočet vzdušníku je možno z literatury [5] použít dva výpočtové vztahy. V pneumatických systémech se většinou vyskytují dva typy pracovních mechanismů.

První je méně rozšířený s minimálními požadavky na stabilitu a přesnost vykonávaných operací i s odlišným zatížením na pístnici. Vyznačuje se změnou tlaku v průběhu činnosti mechanismu, viz obr. 8.

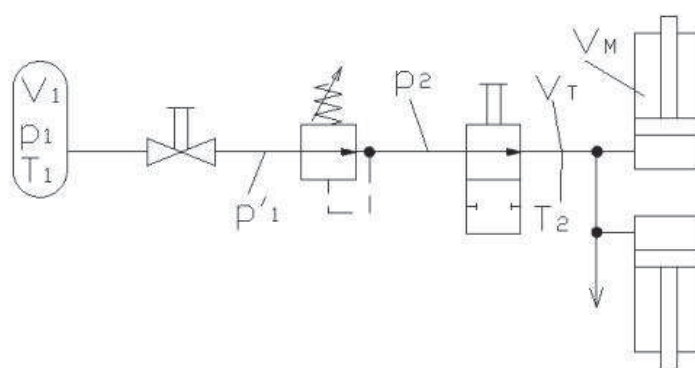


Obr. 7 – Schéma k výpočtu objemu vzdušníku bez redukčního ventilu [5]

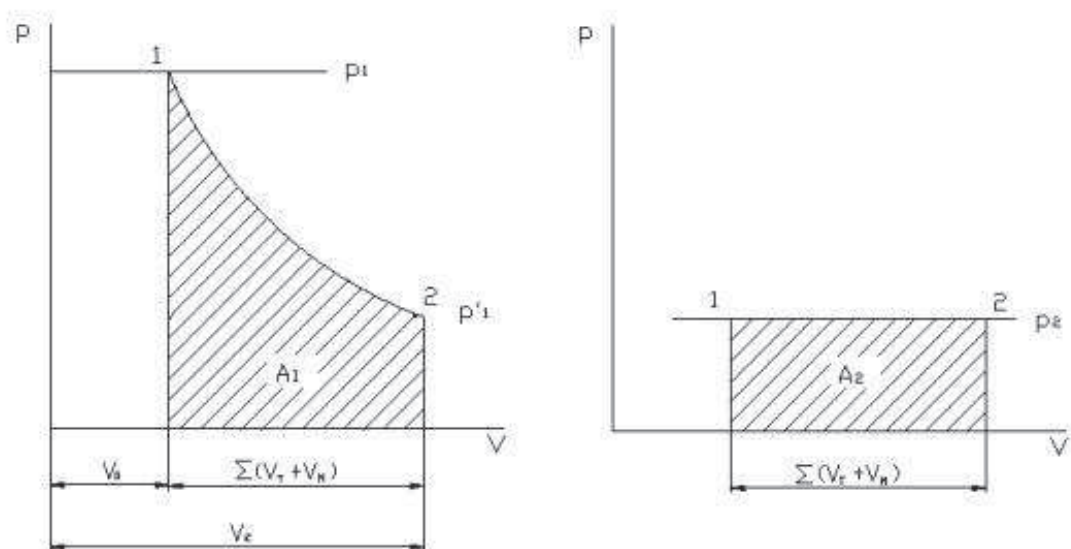


Obr. 8 – Průběh tlaků pro výpočet objemu vzdušníku bez redukčního ventilu [5]

Druhý případ je častější a pracuje s redukcí tlaku na vstupu do systému redukčním ventilem, který drží při měnícím se tlaku před ventilem, v důsledku expanze ve vzdušniku, konstantní tlak na vstupu do systému a to bez vlivu měnícího se průtoku, viz obr. 10.



Obr. 9 – Schéma k výpočtu objemu vzdušníku s redukčním ventilem [5]



Obr. 10 - Průběh tlaků pro výpočet objemu vzdušníku bez redukčního ventilu [5]

První typ představuje jednoduchý termodynamický princip vyprazdňování do proměnného objemu. Při polytropické expanzi se ze stavové rovnice odvodí vztah:

$$V_v = \sum_i (V_{Ti} + V_{Mi}) \frac{p_2^{\frac{1}{n}}}{p_1^{\frac{1}{n}} - p_2^{\frac{1}{n}}} \quad (1)$$



Druhý případ je rozdělen na polytropickou expanzi ve vzdušníku a izobarickou změnu za redukčním ventilem. Řeší se pomocí dvou absolutních prací – ve vzdušníku a za redukčním ventilem. Poté se odvodí vztah:

$$V_v = \frac{p_2}{p_1} \cdot (n - 1) \cdot \sum_i (V_{Ti} + V_{Mi}) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \quad (2)$$

V literatuře [3] je uveden výpočtový vztah, který počítá pouze s potřebným objemem spotřebičů a tlaky. Koeficient 1,3 je pouze rezerva s ohledem na ochlazení vzduchu při vyprazdňování vzdušníku.

$$V_v = 1,3 \cdot \frac{V_M \cdot p_s}{\Delta p} \quad (3)$$

Pro určení velikosti vzdušníku jsou v literatuře [1], [2], [3] uváděny výpočtové vztahy, které se vážou na použitý kompresor. Tyto vztahy vycházejí z toho, že je známá výkonnost kompresoru.

$$V_v = 0,4 \cdot Q_{n-\min} \quad (4)$$

$$Q_{n-\min} [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$V_v = 0,9 \cdot Q_{n-\min} \quad (5)$$

$$Q_{n-\min} [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$V_V = 6 \cdot Q_{n-\text{sec}} \quad (6)$$

$$Q_{n-\text{sec}} [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$V_V = 1,6 \cdot \sqrt{Q_{n-\text{min}}} \quad (7)$$

$$Q_{n-\text{min}} [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$V_V = \frac{Q_{n-\text{min}}}{z \cdot \Delta p \cdot k} \quad (8)$$

$$Q_{n-\text{min}} [\text{m}^3/\text{min}]$$

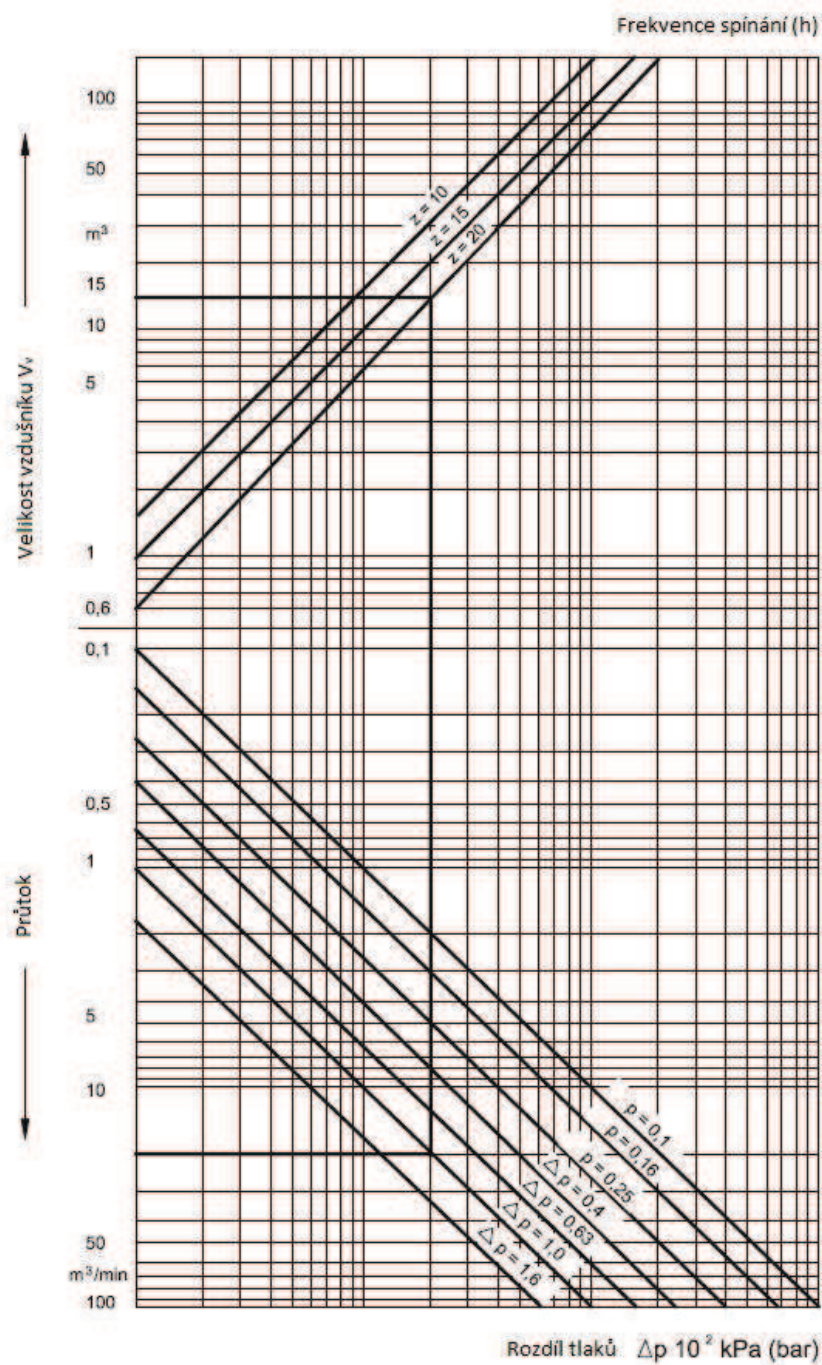
Existují také další vzorce na výpočet objemu vzdušníku, ty jsou však o poznání složitější a je třeba znát více vstupujících parametrů, proto je v této práci uvádět nebudu.

Výše uvedené vztahy se dají využít k výpočtu výkonnosti kompresoru, pokud je znám objem vzdušníku. Vzorce jsou uvedeny na straně 28.

Orientační velikost vzdušníku lze také určit z nomogramu [1]. Pro jeho použití je třeba znát potřebný průtok pro spotřebiče, povolený pokles tlaku a frekvenci spínání kompresoru. Pak již stačí pomocí návodu uvedeného pod nomogramem zjistit přibližnou velikost vzdušníku.

Postup určení velikosti vzdušníku z nomogramu:

- Ze spodní části svislé osy se pro hodnotu požadovaného průtoku vynese kolmice na svislou osu, která protne šikmou čáru povoleného tlakového spádu.
- Z jejich průsečíku se vynese svislá čára do horní části nomogramu. V této části protne šikmou linii počtu sepnutí kompresoru za hodinu.
- Z nově vzniklého průsečíku v horní části nomogramu se vynese vodorovná čára, která protne levou svislou osu. Pak už stačí odečíst objem vzdušníku, který je v  $\text{m}^3$ .



Obr. 11 - Nomogram pro předběžné určení velikosti vzdušníku [1]

Po výpočtu velikosti vzdušníku, jak již bylo uvedeno, lze spočítat výkonost kompresoru. K tomu se používají obrácené vztahy pro výpočet vzdušníku z výkonosti. Různí autoři uvádějí několik výpočtových vztahů. Do své práce uvedu pouze základní vztahy z literatury [1] a [2]. Vždy je třeba dávat pozor na jednotky a v čem výkonost vyjde.

V literaturách jsou uváděny vztahy:

Vzorec 4 – použitelný při regulaci změnou otáček, odfukem nebo škrcením v sání [1]

$$Q_{n-\min} = \frac{V_V}{0,4} \left[ \frac{m_n^3}{\min} \right] \quad (9)$$

Vzorec 5 – použitelný při regulaci START-STOP a při maximálním sepnutí elektromotoru 15x za hodinu [1]

$$Q_{n-\min} = \frac{V_V}{0,9} \left[ \frac{m_n^3}{\min} \right] \quad (10)$$

Vzorec 6 – tento vztah přihlíží k vytíženosti kompresoru [1]

$$Q_{n-\min} = V_V \cdot \Delta p \cdot k \cdot z \left[ \frac{m_n^3}{\min} \right] \quad (11)$$

Vzorec 7 – vhodný pro pístové kompresory s jinou regulací než START-STOP a maximálním výtlačným přetlakem 900 kPa [2]

$$Q_{n-\sec} = \frac{V_V}{6} \left[ \frac{m_n^3}{s} \right] \quad (12)$$

Vzorec 8 – vztah uváděný báňským předpisem [2]

$$Q_{n-\min} = \left( \frac{V_V}{1,6} \right)^2 \left[ \frac{m_n^3}{\min} \right] \quad (13)$$

## 2 Příklad výpočtu

Po konzultaci s vedoucím diplomové práce byl zvolen pro výpočet spotřeby stlačeného vzduchu a návrh jeho zdroje pneumtický mechanismus, sestávající se ze dvou jednotek pro zpracování hliníkového pásu tloušťky 3 mm a šířky 40 mm. Na první jednotce – stříhacím mechanismu, obr. 16, se hliníkový pás nastříhá na danou délku a na druhé jednotce – ohýbacím mechanismu se zpracuje do požadovaného tvaru, obr. 17.

Na stříhacím zařízení, obr. 16, provádí pneumomotor B přísun pásu přidržovaného upínacím pneumomotorem A až k pevnému dorazu, kde je upnut pneumotrem C. Poté se může přidržovací pneumomotor A vrátit spolu s pneumomotorem B do výchozí polohy. Po odstříhnutí pásu pneumotrem D se uvolní pneumomotor C a může začít nový cyklus, jak je patrné z krokového diagramu, obr. 18. Pneumatický obvod mechanismu je na obr. 14, z něhož je patrné, že pneumomotory A a C jsou jednočinné.

Délka pracovního cyklu je 40 s, za hodinu předpokládáme 40 cyklů a pracovní doba tohoto mechanismu je za směnu 5 hodin.

Na ohýbacím zařízení obr. 17, pneumomotor A upne vložený ustřížený pás, následně pneumomotor B provede předohyb a výsledný tvar dokončí ohybem pneumomotor C. Po vykonání cyklu se upínací pneumomotor A vrátí do výchozí polohy, výrobek je vyjmut a cyklus se může opakovat. Krokový diagram je na obr. 19 a pneumatický obvod na obr. 15, z něhož je patrné, že pneumomotor A je jednočinný.

Délka pracovního cyklu je 1 minuta, za hodinu předpokládáme 20 cyklů a pracovní doba mechanismu ohybu za směnu je 5 hodin.

Zbytek času obou mechanismů je určen na manipulaci s materiálem. V případě potřeby je možno uvažovat s prací jednoho či obou mechanismů v prodloužené, či druhé směně.

Zadané parametry mechanismu stříhu:

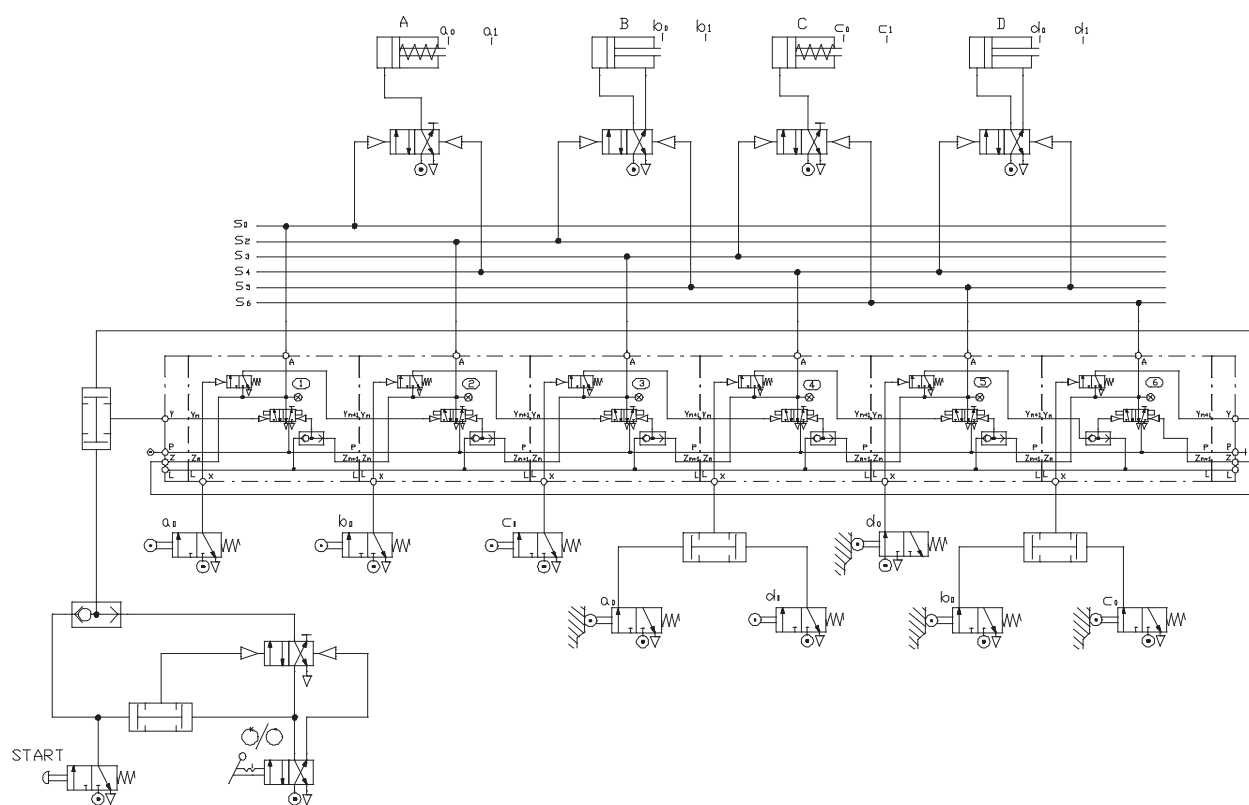
PNEUMOMOTOR	SÍLA [N]	ZDVIH [mm]
A	200	30
B	400	300
C	120	30
D	3700	50

Tab. 3 – zadané parametry pro stříhání

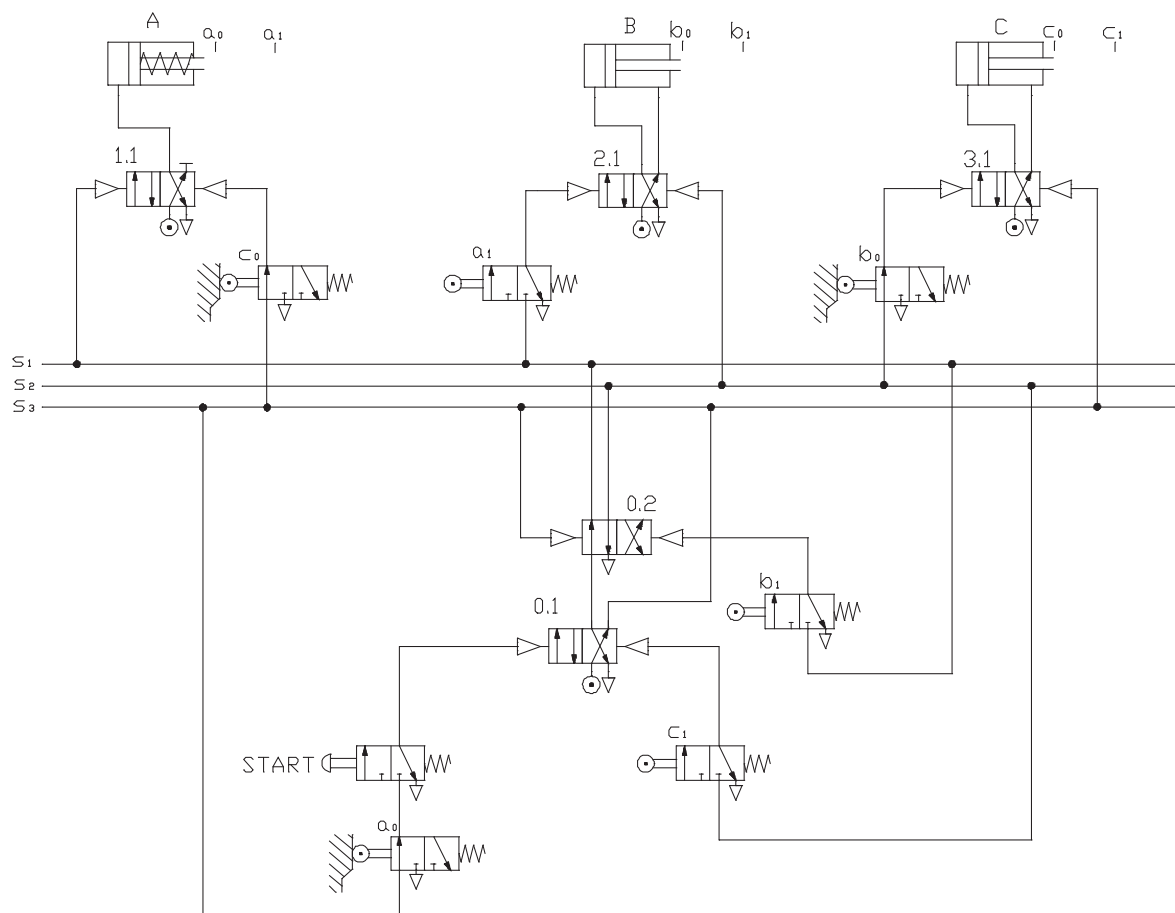
Zadané parametry mechanismu ohybu:

PNEUMOMOTOR	SÍLA [N]	ZDVIH [mm]
A	1200	50
B	2000	150
C	2000	300

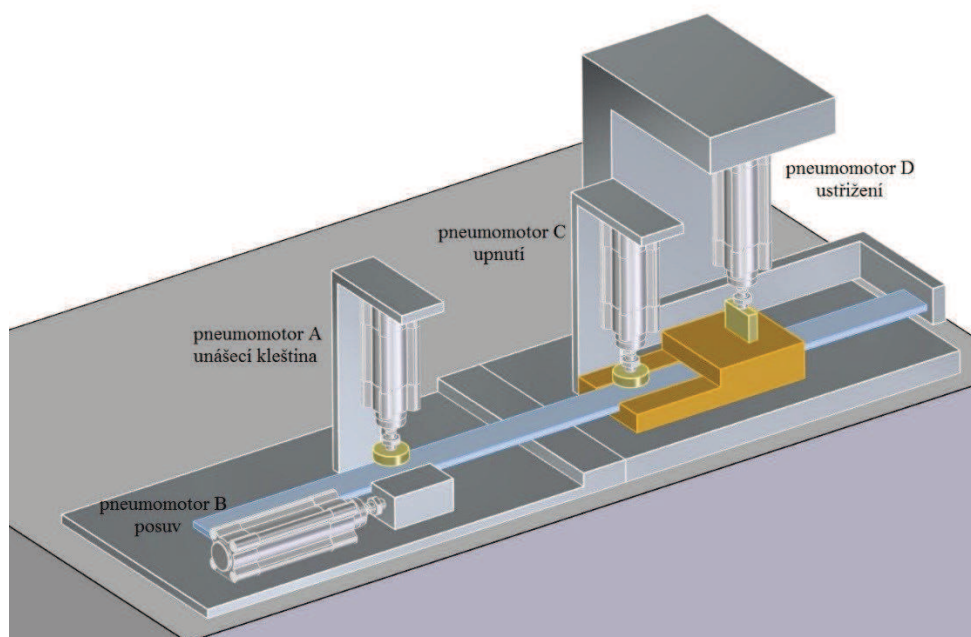
Tab. 4 – zadané parametry pro stříhání



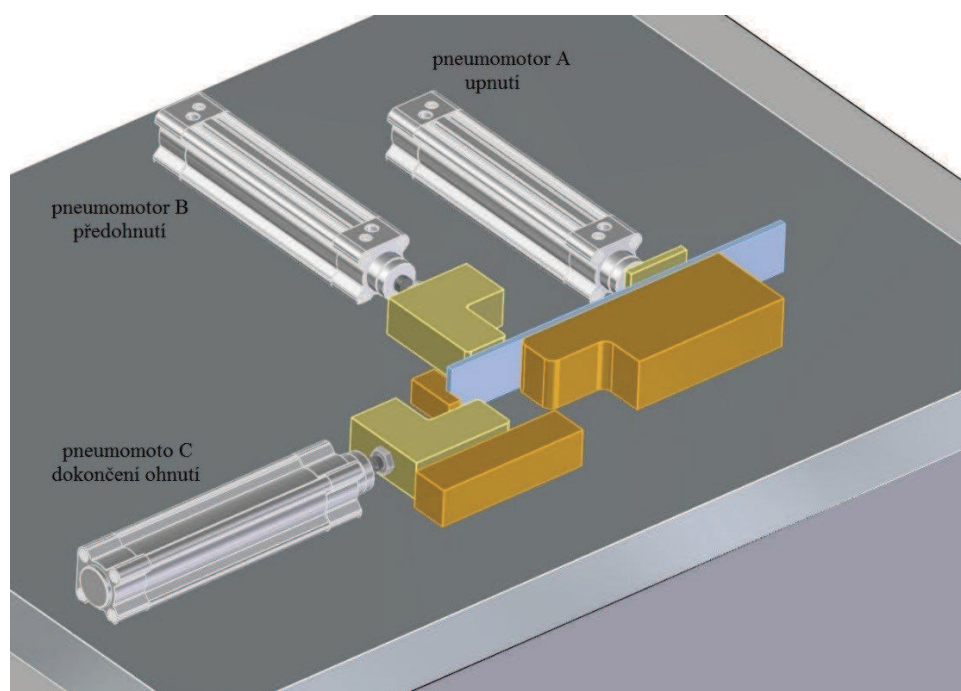
Obr. 12 – Pneumatický obvod mechanismu stříhání



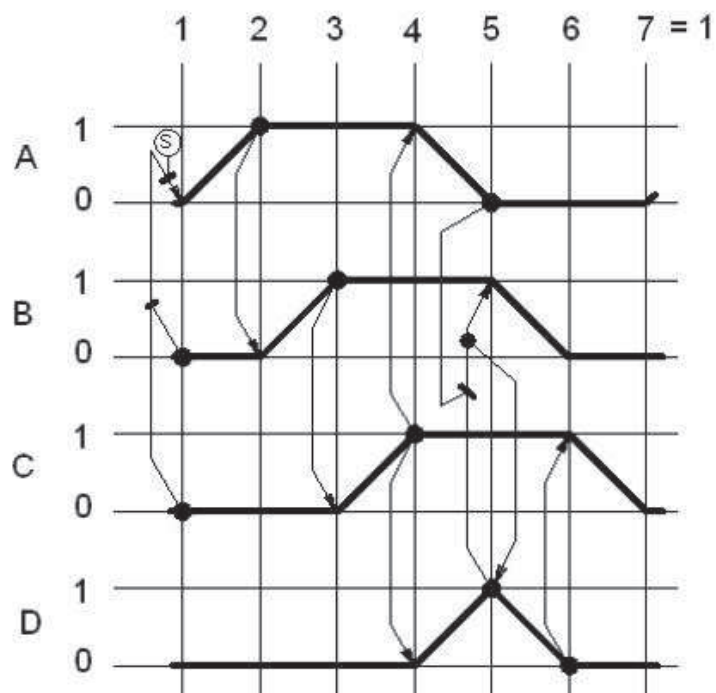
Obr. 13 – Pneumatický obvod ohybu



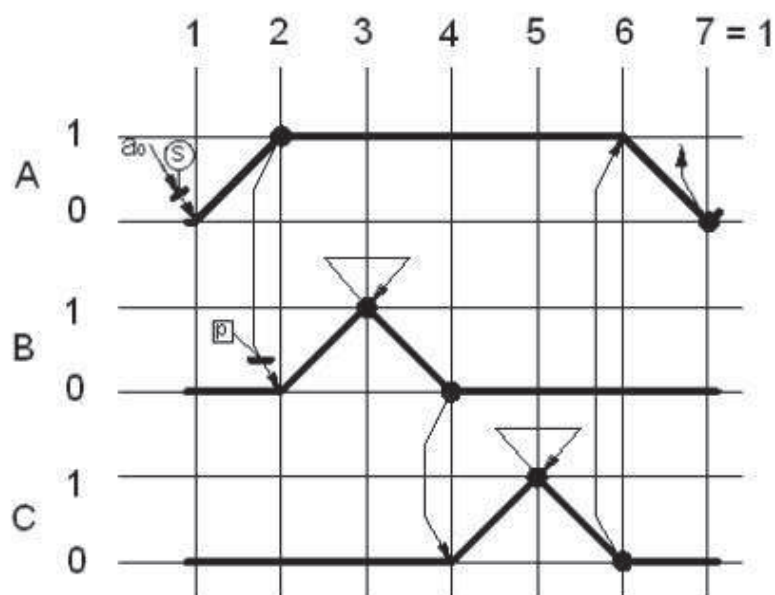
Obr. 14 – Stříhací mechanismus



Obr. 15 – Ohýbací mechanismus



Obr. 16 – Krokový diagram střihání



Obr. 17 – Krokový diagram ohýbání



		Vysouvání			Zasouvání		
Ø Pístu [mm]	Ø Pístnice [mm]	Plocha pístu A <sub>D</sub> [cm <sup>2</sup> ]	Síla na pístu F <sub>D</sub> [N/bar]	Objem na cm zdvihu Zdvih V <sub>D</sub> [dm <sup>3</sup> /cm]	Plocha mezikruží A <sub>D</sub> [cm <sup>2</sup> ]	Síla na mezikruží F <sub>D</sub> [N/bar]	Objem na cm zdvihu Zdvih V <sub>D</sub> [dm <sup>3</sup> /cm]
8	4	0,5	5	0,0005	0,4	3,8	0,00038
10	4	0,78	7,8	0,00078	0,7	6,6	0,00066
12	6	1,13	11,3	0,00113	0,9	8,5	0,00085
16	6	2	20	0,002	1,7	17,3	0,00173
20	8	3,14	31,4	0,00314	2,6	26,4	0,00264
25	10	4,91	49,1	0,00491	4,1	34,2	0,00342
32	12	8,04	80,4	0,00804	6,9	69,1	0,00691
40	16	12,6	126	0,0126	10,6	106	0,0106
50	18	19,6	196	0,0196	16,5	165	0,0165
63	20	31	310	0,031	28,1	280	0,028
80	22	50	500	0,05	45,4	454	0,0454
100	25	78	780	0,078	73,6	736	0,0736
125	30	122	1220	1,22	115	1147	1,147
150	40	201	2010	2,01	164	1642	1,642
200	40	314	3140	3,14	302	3016	3,016
250	50	491	4910	4,91	471	4712	4,712
320	60	804	8040	8,04	776	7760	7,76

Tab. 5 – velikosti pneumomotorů, jejich síly a zdvihové objemy [13]

Vypočtené hodnoty válců a jejich spotřeby. Pro výpočet průměru pístu bylo uvažováno s tlakem vzduchu 0,6 MPa. Pro výpočet byl použit program MS Excel.

STŘIH												
Zadané hodnoty			Vypočtené hodnoty				Zvolené a přepočtené hodnoty				Objem na cyklus	
PNEUMOMOTOR	SÍLA [N]	ZDVIH [mm]	Zdvih [m]	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Průměr pístu [m]	Průměr pístu [mm]	Zvolený průměr pístu [mm]	Zvolený průměr pístnice [mm]	Objem vysouvání [dm <sup>3</sup> ]	Objem zasouvání [dm <sup>3</sup> ]	Vysouvání [dm <sup>3</sup> ]	Zasouvání [dm <sup>3</sup> ]
A	200	30	0,03	0,000333	0,0206	20,6013	25	10	0,0147	0,0124	0,0147	-
B	400	300	0,3	0,000667	0,0291	29,1346	32	12	0,2413	0,2073	0,2413	0,2073
C	120	30	0,03	0,0002	0,0160	15,9577	16	6	0,0060	0,0052	0,0060	-
D	3700	50	0,05	0,00617	0,0886	88,6095	100	25	0,3927	0,3682	0,3927	0,3682

Tab. 6 – výpočty a volby pneumomotorů pro stříhací mechanismus

OHYB												
Zadané hodnoty			Vypočtené hodnoty				Zvolené a přepočtené hodnoty				Objem na cyklus	
PNEUMOMOTOR	SÍLA [N]	ZDVIH [mm]	Zdvih [m]	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Průměr pístu [m]	Průměr pístu [mm]	Zvolený průměr pístu [mm]	Zvolený průměr pístnice [mm]	Objem vysouvání [dm <sup>3</sup> ]	Objem zasouvání [dm <sup>3</sup> ]	Vysouvání [dm <sup>3</sup> ]	Zasouvání [dm <sup>3</sup> ]
A	1200	50	0,05	0,002	0,0505	50,4627	63	20	0,1559	0,1402	0,1559	-
B	2000	150	0,15	0,00333	0,0651	65,1470	80	25	0,7540	0,6804	0,7540	0,6804
C	2000	300	0,3	0,00333	0,0651	65,1470	80	25	1,5080	1,3607	1,5080	1,3607

Tab. 7 – výpočty a volby pneumomotorů pro ohýbací mechanismus

Ze zadaných a vypočtených hodnot pracovních mechanismů jsem zvolil odpovídající velikosti pneumatických válců a následně jsem spočetl potřebný objem vzduchu na zdvih. Pro výpočet nebudu uvažovat objem vedení mezi jednotlivými prvky mechanismu, budu pouze uvažovat, že vzdušník je vzdálen od spotřebičů 10 metrů a světlost potrubí je 10 mm, potom objem vedení  $V_{Tc} = 0,785 \text{ dm}^3$ . Tato hodnota je jen pro jeden pracovní cyklus, ale protože máme za směnu 200 cyklů stříhání a 100 cyklů, je třeba tuto hodnotu násobit 300, abych dostal objem vedení za pracovní směnu.

$$V_T = V_{Tc} \cdot 300 = 0,785 \cdot 300 = 235,5 \text{ dm}^3/\text{směnu}.$$

Pokud budeme uvažovat objem rozvodů za hodinu, stačí výše uvedený výsledek vydělit 5, protože se uvažuje 5-ti hodinová pracovní směna. Výsledná hodnota pak bude  $V_T = 47,1 \text{ dm}^3/\text{hodinu}$ .

STŘÍHÁNÍ		
	Objem na cyklus [ $\text{dm}^3$ ]	
Pneumomotor	Vysouvání	Zasouvání
A	0,01473	-
B	0,24127	0,20735
C	0,00603	-
D	0,39270	0,36816
Suma - $V_s$ [ $\text{dm}^3$ ]	1,23	

Tab. 8 – spotřeba vzduchu na stříhací cyklus

OHÝBÁNÍ		
	Objem na cyklus [ $\text{dm}^3$ ]	
Pneumomotor	Vysouvání	Zasouvání
A	0,15586	-
B	0,75398	0,68035
C	1,50796	1,36070
Suma - $V_o$ [ $\text{dm}^3$ ]	4,46	

Tab. 9 – spotřeba vzduchu na ohýbací cyklus

Z vypočtených objemů lze poté dopočítat potřebný celkový objem stlačeného vzduchu a tím i velikost vzdušníku a kompresoru.

Po sečtení všech objemů vyšlo, že potřebný objem za jeden pracovní cyklus je  $5,69 \text{ dm}^3$ .

Vzhledem k tomu, že stříhání probíhá 40 - krát za hodinu a ohýbání 20 - krát za hodinu, je třeba objemy vynásobit počtem cyklů za hodinu. Oba cykly se za směnu zopakují 5 - krát, proto je potřeba vše násobit pěti. Poté vyjde

$$V_{SS} = 1,23 \cdot 40 = 49,2 \frac{\text{dm}^3}{\text{hod}} \Rightarrow 49,2 \cdot 5 = 246 \frac{\text{dm}^3}{\text{směnu}}$$

$$V_{OS} = 4,46 \cdot 20 = 89,2 \frac{\text{dm}^3}{\text{hod}} \Rightarrow 89,2 \cdot 5 = 446 \frac{\text{dm}^3}{\text{směnu}}$$

Celkový objem vzduchu pro pracovní mechanismus za směnu bude

$$V_M = V_{OS} + V_{SS} = 49,2 + 89,2 = 138,4 \frac{\text{dm}^3}{\text{hod}} \cdot 5 = 692 \frac{\text{dm}^3}{\text{směnu}}$$

Z takto vypočtených hodnot lze určit velikost vzdušníku.

## 2.1 Výpočet a volba vzdušníku

Hodnoty dosazované do výpočtových vztahů pro výpočet velikosti vzdušníku.

$$\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 0,8 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 0,6 \text{ MPa}$$

$$p_N = 0,101 \text{ MPa}$$

$$V_T = 235,5 \text{ dm}^3$$

$$V_M = 692 \text{ dm}^3$$

$$n = 1,3 [1]$$

Výpočet dle rovnice 1:

$$V_v = \frac{p_2}{p_1} \cdot (n - 1) \cdot (V_M + V_T) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$$

$$= \frac{0,6}{0,8} \cdot (1,3 - 1) \cdot (692 + 235,5) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,1}{0,8}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 547,5 \text{ dm}^3$$

Výpočet dle rovnice 2:

$$V_v = 1,3 \cdot \frac{V_M \cdot p_N}{\Delta p} = 1,3 \cdot \frac{692 \cdot 0,101}{0,1} = 911,5 \text{ dm}^3$$

Výpočet dle rovnice 3:

$$V_v = (V_T + V_M) \cdot \frac{p_2^{\frac{1}{n}}}{p_1^{\frac{1}{n}} - p_2^{\frac{1}{n}}} = (692 + 235,5) \cdot \frac{0,6^{\frac{1}{1,3}}}{0,8^{\frac{1}{1,3}} - 0,6^{\frac{1}{1,3}}} = 3744,6 \text{ dm}^3$$

Výpočtové vztahy zůstanou pro výpočet velikosti vzdušníku při doplňování vzdušníku každou hodinu stejné, jen se změní dosazené hodnoty, proto zde vzorce s nově dosazenými hodnotami nebudu uvádět, postačí uvést pouze tabulku s vypočtenými výsledky. Tabulka bude také obsahovat již výše spočtené hodnoty objemů pro doplňování před pracovní směnou.

Č. použité rovnice	Objem vzdušníku [dm <sup>3</sup> ]	
	Doplnění před směnou	Doplňování každou hodinu
1	547,5	109,5
2	911,5	182,3
3	3744,6	748,9

Tab. 10 – vypočtené objemy vzdušníků

Ukazuje se, že při poklesu tlaku ve vzdušníku z hodnoty  $p_1 = 0,8$  MPa na expanzní hodnotu (pracovní tlak mechanismu)  $p_2 = 0,6$  MPa, vztah 1, vychází velikosti vzdušníku nereálně velké, proto budu dále uvažovat jen z vypočtených hodnot podle rovnic 2 a 3.

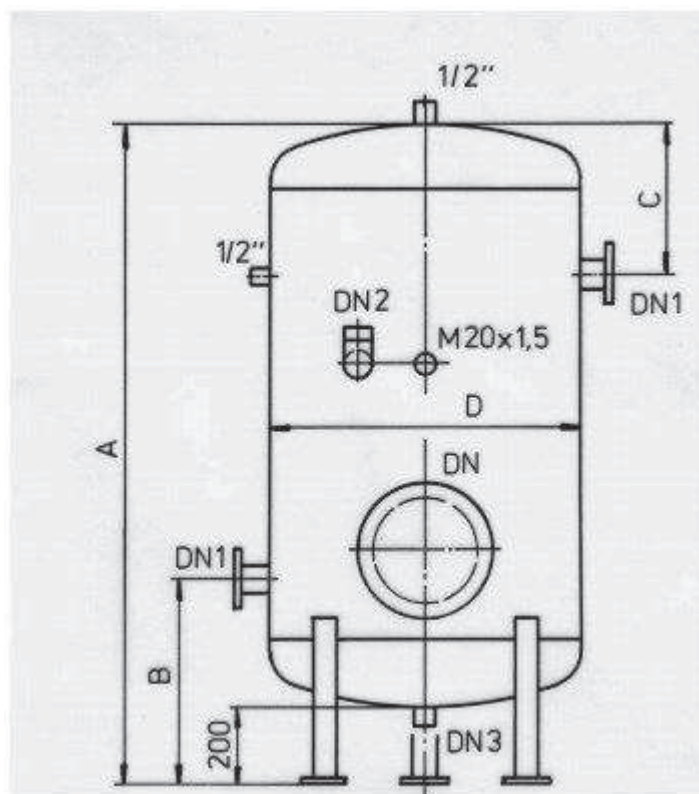
Pokud budu uvažovat, že se vzdušník na začátku každé směny naplní a poté se z něj po celý průběh směny bude odebírat stlačený vzduch, bude potřeba vzdušník o objemu minimálně  $547,5 \text{ dm}^3$ . Regulace takového systému poté bude START-STOP, kdy po celou dobu směny bude kompresor odpočívát.

Druhou možností je, že bude vzdušník dimenzován na doplnění každou hodinu. V tomto případě bude potřeba vzdušník o dimenzi minimálně  $109,5 \text{ dm}^3$ . I u tohoto systému bude nejvhodnější regulace START-STOP. Kompresor dotlačuje vzdušník a poté bude přibližně hodinu stát.

#### 2.1.1 Určení konkrétní velikosti vzdušníku

Jak již bylo uvedeno, existuje mnoho firem zabývajících se výrobou vzdušníků. Do mé diplomové práce jsem uvedl společnost Veskom. Od ní také budu uvažovat konkrétní vzdušník dle vypočtených hodnot. S ohledem na rezervu budu uvažovat nejbližší vyšší velikost.

Vzdušníky se vyrábějí ve standardních velikostech a rozměrech. Většina firem vyrábí vzdušníky ve stejných velikostních řadách, proto postačí uvést pouze jednu firmu. Parametry vzdušníků a jejich rozměrový náčrtek je na obr. 18 a obr. 19.



Obr. 18 – Rozměrový náčrtek vzdušníku společnosti Veskom [12]

Objem V <sub>r</sub> [dm <sup>3</sup> ]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	DN [in]	DN1 [in]	DN2 [in]	DN3 [in]	HMOTNOST	
									kg	
									PN 10	PN 16
50	1046	398	198	300	2"	3/4"	1/2"	1/2"	45	45
100	1198	424	224	400	2"	3/4"	1/2"	1/2"	70	70
150	1138	449	249	500	2"	3/4"	1/2"	1/2"	75	75
200	1398	449	249	500	2"	1"	1/2"	1/2"	95	95
250	1300	475	275	600	2"	1"	1/2"	1/2"	110	110
300	1450	475	275	600	2"	5/4"	3/4"	1/2"	120	120
350	1550	475	275	600	2"	5/4"	3/4"	1/2"	126	126
400	1800	475	275	600	2"	2"	3/4"	1/2"	150	150
450	2000	475	275	600	2"	2"	3/4"	1/2"	161	161
500	2200	475	275	600	2"	2"	3/4"	1/2"	176	176
500	1926	488	288	650	2"	2"	3/4"	1/2"	170	170
550	2076	488	288	650	2"	2"	3/4"	1/2"	180	180
630	1652	526	326	800	2"	2"	3/4"	1"	185	259
800	2002	526	326	800	2"	2"	3/4"	1"	215	312
1000	2402	526	326	800	2"	2"	3/4"	1"	260	375
1600	2504	677	437	1000	450	2"	1"	1"	514	658
2000	3054	677	437	1000	450	2"	1"	5/4"	590	769
2500	2706	728	488	1200	450	80	6/4"	5/4"	650	970
3000	3156	728	488	1200	450	80	6/4"	5/4"	735	1130
4000	2970	785	545	1400	450	80	6/4"	6/4"	1040	1410
5000	3820	785	545	1400	450	100	2"	6/4"	1255	1765
6300	3722	836	596	1600	450	100	2"	6/4"	1450	2085
10000	3888	944	704	2000	450	100	2"	6/4"	2328	
12000	4488	944	704	2000	450	125	2"	6/4"	2642	
14000	5288	944	704	2000	450	125	2"	6/4"	3043	
16000	5788	944	704	2000	450	150	2 1/2"	6/4"	3293	

Obr. 19 – Výrobní velikosti vzdušníku dle firmy Veskom [12]

Č. použité rovnice	Objem vzdušníku $V_v$ [dm <sup>3</sup> ]			
	Doplnění před směnou	Zvolený vzdušník	Doplňování každou hodinu	Zvolený vzdušník
1	547,5	550	109,5	150
2	911,5	1000	182,3	200

Tab. 11 – volba velikosti vzdušníku z katalogu výrobce

## 2.2 Výpočet a volba kompresoru

K výpočtu kompresoru použijí vztahy uvedené na straně 28. Nebudu zde uvádět vztahy s dosazením, proto jsou vypočtené hodnoty přehledně zapsány v tabule uvedené níže. Pro výpočet byl použit program MS Excel.

Vzorec	Výpočtový vztah	Výkonnost kompresoru při plnění před směnou		Výkonnost kompresoru při plnění každou hodinu	
		Vzorec 1	Vzorec 2	Vzorec 1	Vzorec 2
9	$Q_{n-min} = \frac{V_v}{0,4} \left[ \frac{m_n^3}{min} \right]$	1,375	2,5	0,375	0,5
10	$Q_{n-min} = \frac{V_v}{0,9} \left[ \frac{m_n^3}{min} \right]$	0,611	1,111	0,167	0,222
11	$Q_{n-min} = V_v \cdot \Delta p \cdot k \cdot z \left[ \frac{m_n^3}{min} \right]$	4,125	7,5	1,125	1,5
12	$Q_{n-sec} = \frac{V_v}{6} \left[ \frac{m_n^3}{s} \right]$	0,092	0,167	0,025	0,033
13	$Q_{n-min} = \left( \frac{V_v}{1,6} \right)^2 \left[ \frac{m_n^3}{min} \right]$	0,118	0,391	0,009	0,016

Tab. 12 – vypočtené hodnoty velikostí vzdušníku dle různých výpočtových vztahů

Protože výrobci kompresorů udávají ve svých katalozích výkonosti v  $m_n^3$  za hodinu, je potřeba vypočtené hodnoty přepočíst do požadovaných jednotek. Viz tab. 13.



Vzorec	Výpočtový vztah	Výkonnost kompresoru při plnění před směnou		Výkonnost kompresoru při plnění každou hodinu	
		Vzorec 1	Vzorec 2	Vzorec 1	Vzorec 2
9	$Q_{n-hod} = \frac{V_V}{0,4} \left[ \frac{m_n^3}{hod} \right]$	82,5	150	22,5	30
10	$Q_{n-hod} = \frac{V_V}{0,9} \left[ \frac{m_n^3}{hod} \right]$	36,667	66,667	10	13,333
11	$Q_{n-hod} = V_V \cdot \Delta p \cdot k \cdot z \left[ \frac{m_n^3}{hod} \right]$	247,5	450	67,5	90
12	$Q_{n-hod} = \frac{V_V}{6} \left[ \frac{m_n^3}{hod} \right]$	330	600	90	120
13	$Q_{n-hod} = \left( \frac{V_V}{1,6} \right)^2 \left[ \frac{m_n^3}{hod} \right]$	7,090	23,438	0,527	0,938

Tab. 13 – vypočtené hodnoty velikostí vzdušníku dle různých výpočtových vztahů  
v  $m_n^3/hod$

Jak lze vidět v tabulce 13, vypočtené hodnoty velikosti vzdušníku se poměrně výrazně liší. Největší rozdíl je mezi vzorcem 12 a 13. Vzorec 13 je dle uváděné literatury vhodný spíše pro zařízení hlubinných dolů, vyznačujících se velkou spotřebou (vzduchové motory) a rozsáhlou rozvodnou sítí. Proto je velikost vzdušníku několikanásobně větší oproti jiným průmyslovým aplikacím, avšak výkonost kompresoru je menší. V dnešní době je tedy vhodnější volit menší vzdušníky z důvodu větší úspory.

Jelikož vychází velmi malá spotřeba vzduchu a velký vzdušník (spínání jednou za směnu), volím pro aplikaci šroubový kompresor s regulací START-STOP. Ta je vzhledem k časovému vytížení kompresoru, kdy většinu své práce kompresor stojí velmi výhodná. Je ekonomicky výhodnější než jiné kompresory a regulace, které mají vyšší pořizovací náklady a i náklady na provoz takovýchto kompresorů je nákladnější než právě regulace START-STOP. Tato regulace šroubových kompresoru je popsána na straně 18.

Z celé řady výrobců kompresorů, s ohledem k dřívějším výpočtům spotřeby vzduchu, je možno jako příklad uvést přehled z výrobního programu firmy Orlík Česká Třebová.

Typ kompresoru	Výkonnost vztažená na sací podmínky		Max. přetlak	El. motor	
	(m <sup>3</sup> /hod.)	(l/min.)		výkon (kW)	napětí (V)
ORL 11 AX2	102	1 700	8	11	3x400
ORL 11 BX2	93	1 550	10	11	3x400
ORL 11 CX2	73	1 217	13	11	3x400
ORL 11 DX2	64	1 066	15	11	3x400
ORL 15 AX2	132	2 200	8	15	3x400
ORL 15 BX2	123	2 050	10	15	3x400
ORL 15 CX2	103	1 717	13	15	3x400
ORL 15 DX2	89	1 483	15	15	3x400

Tab. 14 – šroubové kompresory ORL 11 – 15 X2 firmy Orlík [6]

Z vypočtených hodnot volím kompresor ORL 11 AX2 společnosti Orlík. Ten má výkonost 102 m<sup>3</sup>/hod, proto bude dostatečným kompresorem na doplnění vzdušníku. Celý vzdušník o objemu 550 dm<sup>3</sup> naplní přibližně za 20 sekund. Tento kompresor má unikátní mikroprocesorovou řídicí jednotku, která dokáže řídit další 3 kompresory najednou. Kompresor rovněž obsahuje řadu bezpečnostních prvků. Elektromotor běží na 3x400V a má výkon 11 kW.

### 2.3 Výpočet velikosti vzdušníku online [9]

V dnešní době, kdy se většina výpočtu provádějí přes počítače, vyvinula společnost SMC, která se zabývá výrobou pneumatických prvků svůj kalkulátor, který pomáhá s výpočty pneumatických systémů. Konfigurator firmy SMC je dostupný online na webové adrese, která je uvedena níže, v seznamu použité literatury [9]. Využil jsem uvedeného programu ke kontrolnímu výpočtu velikosti vzdušníku, přičemž vyšly srovnatelné výsledky.

### 3 Metodické shrnutí postupu návrhu zdroje stlačeného vzduchu pro obecně danou spotřebu

Východiskem k návrhu velikosti a typu zdroje stlačeného vzduchu v obecném případě je jeho spotřeba udávaná v  $\text{m}^3$  nebo  $\text{dm}^3$  a vztažená na časovou jednotku – hodinu, cyklus, směnu, počet pracovních jednotek apod. Důležitým parametrem je pracovní tlak zařízení, udávaný jako přetlak (manometrický tlak) v MPa, v technické praxi spíše v barech.

V předložené diplomové práci byl návrh zdroje stlačeného vzduchu specifikován zadáním konkrétního pneumatického mechanismu technologického zařízení a z provedených výpočtů je možné zpracovat obecnou metodiku návrhu zdroje stlačeného vzduchu a využitím uvedeného postupu a výpočtových vzorců, který je možno shrnout do následujících bodů:

1. Z navrženého schématu pneumatického obvodu daného zařízení sestavíme tabulku počtu pneumomotorů (přímočarých, kyvných, rotačních) a jejich parametrů (průměr, zdvih, geometrický objem), typ pneumomotoru (jednočinný, dvojčinný) a jejich pracovní cyklus
2. Z jejich pracovního cyklu (krokového diagramu) vypočteme potřebné objemy vzduchu vztažené na jeden cyklus, počet cyklů za hodinu a pracovní směnu, s možným časovým omezením na přestávky pro dopravu a manipulaci, údržbu a seřízení apod. Vypočtené parametry sestavíme do přehledné tabulky
3. Sestavím součet jednotlivých objemů do celkového potřebného objemu vzduchu, do něhož zpravidla nezapočítáváme objem vzduchu ve spojovacích hadicích mezi pneumatickými prvky, ale můžeme podle situačního řešení výroby stlačeného vzduchu a místa jeho využití zahrnout i objem vedení mezi zdrojem a spotřebičem stlačeného vzduchu.
4. Následuje výpočet velikosti vzdušníku podle v diplomové práci ověřených vztahů (str. 24 a 25) a sestavíme vypočtené hodnoty do tabulky. Tyto hodnoty je možno v komentáři posuzovat a korigovat z hlediska zkušeností, reálnosti a s přihlédnutím k současnému zdroji stlačeného vzduchu.
5. Z podkladů výrobce vzdušníku se volí výpočtům přiměřená velikost, zpravidla zaokrouhleně o 10 až 20% větší, než vypočtená hodnota.
6. Ke zvolené velikosti vzdušníku se vypočte s použitím v diplomové práci (str. 28) uvedených empirických vztahů, získaných v obrácené formě z literatury, výkonost

kompresoru a s využitím katalogů výrobců kompresorů se volí vhodný typ a velikost s potřebným pracovním přetlakem a posoudí se možnost jeho regulace.

Uvedená metodika návrhu velikosti zdroje stlačeného vzduchu by měla být prověřena dalšími výpočty a v obecné poloze doplněna o postup při návrhu zdroje pro soubor např. přerušovaně pracujících pneumatických strojů a nástrojů (vrtaček, brusek, sbíječek, utahováků apod.)

#### 4 Závěr

V úvodní části této diplomové práce byly popsány základní informace o stlačeném vzduchu a jeho vlastnosti. Jelikož jsou zařízení pracující na stlačený vzduch v dnešní době velmi používané, je velmi důležitá i ekonomická náročnost a ztráty. Finanční náročnost na výrobu 1 m<sup>3</sup> stlačeného vzduchu se pohybuje v rozmezí 0,3 – 1 Kč, kdy u nejlevnější varianty jsou použity velké odstředivé kompresory a u nejdražší varianty malé, nepříliš účinné kompresory pístové pro občasné použití.

Další částí diplomové práce je základní rozdělení zařízení na výrobu stlačeného vzduchu – kompresorů. Ty se dělí na objemové a rychlostní, obě skupiny mají ještě další podskupiny, které jsou podrobněji popsány na straně 14 a jejich typické vlastnosti názorně ukázány na straně 15. V kapitole 0.3.2 jsou popsány základní parametry kompresorů, mezi hlavní patří výkonnost, výtlačný tlak, tlakový poměr apod.

Jsou uváděny možnosti regulace kompresorů z hlediska ekonomie jejich provozu. Zejména pro námi sledované objemové kompresory.

Jako vše v dnešní době je potřeba i kompresory nějak regulovat. Regulace kompresorů jsou popsány v kapitole 0.3.3. Typy regulací jsou uvedeny pro nejběžněji užívané kompresory – pístové a šroubové.

V diplomové práci uvádím komplexní pohled na zdroj stlačeného vzduchu a jako příklad uvádím zdroj stlačeného vzduchu (kompresor, vzdušník, ...) ve společnosti Ostroj Opava a.s. Kompresory v této firmě mají celkový výkon 702 kW a výkonnost cca 120 m<sup>3</sup>/min. Podrobnější informace jsou uvedeny v kapitole 0.4.1.

Velmi důležitým prvkem ve výrobě stlačeného vzduchu jsou kompresorové stanice. Jsou to technologické celky, které se skládají ze všech potřebných prvků pro výrobu stlačeného vzduchu, jako jsou samotné kompresory, filtry, sušičky, vzdušníky apod.

Základními prvky pro návrh zdroje stlačeného vzduchu, kterými jsem se podrobně v diplomové práci zabýval, je vzdušník a k němu přiřazený kompresor. Vycházel jsem přitom ze zadání konkrétního pneumatického zařízení pro dělení a tvarování hliníkových pásů. Toto zařízení bylo zadáno potřebnými silovými a zdvihovými parametry pneumatických přímočarých motorů a jejich pracovními cykly v krokových diagramech. Byla rovněž zadána skladba pneumatického obvodu daných zařízení.

Aby diplomová práce nebyla pouze teoretická, je její součástí také praktický výpočet velikosti vzdušníku a návrh kompresoru. Vedoucím diplomové práce byl zadán smyšlený příklad z praxe, na kterém jsem porovnal jednotlivé výpočtové vztahy z různých literatur. Výsledky jsou velmi zajímavé a poměrně velmi se liší spočtené velikosti podle různých autorů. Nejprve jsem dle zadaných parametrů spočetl velikosti pneumatických válců. Ty jsou uvedeny v přehledných tabulkách 6 a 7. Z vypočtených hodnot jsem poté z výrobních řad výrobce zvolil válce, které jsou standardně vyráběny. Následně jsem z jejich velikostí spočetl objemy při vysouvání a zasouvání. Tyto objemy jsou napsány v tabulkách 8 a 9. Dalším úkolem bylo spočítat celkovou spotřebu za hodinu, respektive za směnu, abych mohl spočítat velikost vzdušníku. Následně jsem pomocí čtyř vzorců vypočetl velikosti vzdušníků pro daný pneumatický systém. Výsledky se dost liší, protože každý vzorec počítá trochu jinak. V tabulce 10 jsem pro názornost uvedl, jaký by měl vzdušník objem, kdyby se počítalo uvedeným vzorcem a zda by se doplňoval jednou za směnu nebo každou hodinu. Poté jsem zvolil konkrétní vzdušník z katalogu výrobce. Volená velikost vzdušníku pro vypočtenou hodnotu je uvedena v tabulce 11. Po spočtení velikosti vzdušníku jsem navrhl typ a velikost kompresoru a to pro plnění jednou za směnu a jednou za hodinu. Pomocí výpočtových vztahů z uvedených literatur jsem spočetl výkonnosti kompresorů jak pro plnění jednou za směnu, tak pro plnění každou hodinu. Tyto údaje jsou zaznamenány v tabulce 12 resp. tab. 13. Po zvolení výkonnosti kompresoru jsem vybral vhodný typ z katalogu výrobce a to šroubový kompresor firmy Orlik Česká Třebová. Jak již bylo napsáno na straně 41, zvolil jsem šroubový kompresor a regulaci START-STOP.

V závěru práce jsem upozornil na možnost využití výpočtového konfiguratoru firmy SMC, na který je odkaz v literatuře [9]. Kontrolně jsem v tomto konfiguratoru

provedl výpočet na zadání pneumatického mechanismu ze zadání diplomové práce a výsledky jsou podobné. Díky konfigurátoru není třeba znát složité vzorce, ale jen parametry pneumatického systému. Ty se následně vloží do programu a dle pokynů na obrazovce se postupuje tak dlouho, až nám program vypočte hodnotu velikosti vzdušníku.

V poslední kapitole této diplomové práce je metodické shrnutí postupu návrhu zdroje stlačeného vzduchu. Jsou zde popsány jednotlivé kroky postupu jak navrhnout zdroj stlačeného vzduchu. Což může posloužit jako návod pro návrh zdroje stlačeného vzduchu i pro jiné případy.

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování prof. Ing. Jaroslavu Kopáčkovi, CSc. za jeho cenné rady a trpělivost při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat společnosti Ostroj Opava a.s. za vstřícnost a pomoc při získání potřebných informací a podkladů.

## 5 Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 1. Vyd. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov v Žilině, 1991. 169 s.
- [2] LIŠKA, Antonín – NOVÁK, Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*. 1. Vyd. Praha: ČVUT, 1999. 361 s.
- [3] ZOEBL, Heinz. *Pneumatické stroje a přístroje*. 2. Vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965. 260 s.
- [4] Wabco: *Wissewerte über Pneumatik*. Hannover, 1980
- [5] *HYDRAULIKA A PNEUMATIKA: Časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku*. Č. 2. Žilina. Hydropneutech, 1999-. ISSN 1335-5171.
- [6] *Orlík-kompresory* [online]. c2015, [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <<http://www.orlik.cz/>>
- [7] *Atlas Copco* [online]. c2015, [cit. 2015-11-08]. Dostupné z: <<http://www.atlascopco.cz/czcs/>>
- [8] *Pneumatics – basic level* [online]. c2015, [cit. 2015-12-02]. Dostupné z: <[https://www.fer.unizg.hr/\\_download/repository/PNEUMATIKA\\_labs\\_Festo\\_eng.pdf](https://www.fer.unizg.hr/_download/repository/PNEUMATIKA_labs_Festo_eng.pdf)>
- [9] *SMC* [online]. c2016, [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <<http://mssc.smcworld.com/atmss/Default.aspx?language=en>>
- [10] *Technoair* [online]. c2015, [cit. 2015-11-08]. Dostupné z: <<http://www.technoair.cz/tlakove-nadoby-vzdusniky>>
- [11] KÖHLER, Eberhard – ZIPPLIES, Eberhard. Pneumatische Antriebskonzepte unter dem Gesichtspunkt der Energieoptimierung und der Verbesserung der Dynamik. In *Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik*. Technische Universität Warszawa. Fakultät für Mechatronik. Institut für Automatik und Robotik. 2001
- [12] *Veskom* [online]. c2016, [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <<http://www.veskom.cz/cz/produkty-kompresory>>
- [13] *Technical information*. Lohr am Main: Rexroth Bosch Group, 2004